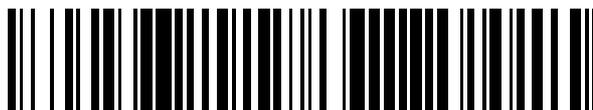


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 427 637**

51 Int. Cl.:

**F03D 7/04** (2006.01)

**F03D 7/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **18.07.2005 E 05254455 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.07.2013 EP 1643122**

54 Título: **Sistema y procedimiento amortiguador de vibraciones para turbinas eólicas de velocidad variable**

30 Prioridad:

**30.09.2004 US 955732**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

**31.10.2013**

73 Titular/es:

**GENERAL ELECTRIC COMPANY (100.0%)  
1 River Road  
Schenectady, NY 12345, US**

72 Inventor/es:

**SURYANARYANAN, SHASHIKANTH;  
BARBU, CORNELIU y  
AVAGLIANO, AARON**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

**ES 2 427 637 T3**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Sistema y procedimiento amortiguador de vibraciones para turbinas eólicas de velocidad variable

La presente invención se refiere, en general, al campo de las turbinas eólicas, y, en particular, a una solución de amortiguación de vibraciones activa para turbinas eólicas de velocidad variable.

5 Las turbinas eólicas son consideradas como fuentes alternativas ambientalmente seguras y relativamente baratas de energía. Una turbina eólica incluye generalmente un rotor que tiene múltiples palas que transforman la energía del viento en un movimiento de rotación de un eje motriz. El eje motriz se utiliza para hacer girar un rotor de un generador eléctrico. El rotor de la turbina está acoplado de forma giratoria al generador por un tren de transmisión que comprende una caja de engranajes. La caja de engranajes incrementa la velocidad de rotación relativamente  
10 baja del rotor de la turbina a una velocidad más adecuada para que el generador convierta eficientemente el movimiento de rotación en energía eléctrica. La energía eléctrica puede ser entonces suministrada a una red de suministro eléctrico. Por lo general, el tren de transmisión y el generador están alojados en una góndola montada encima de una torre.

15 La cizalladura del viento sobre las palas giratorias provoca aceleraciones y deceleraciones angulares periódicas del rotor, que a su vez induce oscilaciones de par en el tren de transmisión. En general, el tren de transmisión se compone principalmente de los componentes de acero y por lo tanto, exhibe pobres características de amortiguación pasivas. La pobre amortiguación provoca vibraciones excesivas que afectan negativamente a la vida de los componentes de la turbina. Esta situación requiere soluciones de amortiguación activa que reducen las cargas dinámicas en el tren de transmisión y/o las vibraciones de la estructura de la turbina.

20 Las presentes soluciones de amortiguación de vibraciones en general utilizan el par de la demanda del generador como una entrada de amortiguación activa. Las turbinas eólicas de velocidad fija utilizan generadores de inducción, que tienen una curva de par de deslizamiento lineal en la región de operación de interés. El par de demanda del generador producido por este tipo de máquinas es directamente proporcional a la velocidad del generador. Esta característica operativa de generadores de inducción natural ayuda en amortiguar las oscilaciones en la transmisión.  
25 Sin embargo, los diseños de amortiguadores activos se requieren en el caso de las turbinas eólicas de velocidad variable, que utilizan tracción de inducción doblemente alimentada. En tales máquinas, la demanda de par ya no está restringida a ser proporcional al deslizamiento, lo que resulta en una pérdida de rendimiento de amortiguación. En el pasado, las soluciones amortiguadoras del tren de transmisión para turbinas eólicas de velocidad variable se han basado en dos o tres descripciones de parámetros agrupados en masa de la dinámica del tren de transmisión.  
30 Estos diseños utilizan retroalimentación de velocidad del generador como entrada de amortiguador para amortiguar las oscilaciones inducidas por la resonancia del tren de transmisión al presumir las frecuencias de resonancia del tren de transmisión.

35 Sin embargo, tales diseños a menudo resultan ser insuficientes debido a una o más de las siguientes razones. En primer lugar, ya que las turbinas a menudo están configuradas utilizando componentes de diferentes proveedores, es difícil obtener estimaciones precisas de las frecuencias de resonancia del tren de transmisión. Esto se traduce en el funcionamiento subóptimo a través de diversas configuraciones de turbinas. En segundo lugar, las actuales soluciones de amortiguación del tren de transmisión no mitigan las oscilaciones de lado a lado de la torre, lo que se une a las oscilaciones de par del tren de transmisión.

40 En consecuencia, existe la necesidad de una solución de amortiguación activa para las turbinas eólicas de velocidad variable para mitigar las cargas dinámicas sobre el tren de transmisión, así como en la torre, mientras que proporciona la capacidad para adaptarse a diferentes configuraciones de turbinas. La presente invención se refiere a un sistema de turbina eólica según la reivindicación 1 y a un procedimiento de amortiguación de vibraciones según la reivindicación 3.

45 Por lo tanto, se proporcionan diversos aspectos y realizaciones de la presente invención de acuerdo con las reivindicaciones adjuntas.

Estas y otras características, aspectos y ventajas de la presente invención se entenderán mejor cuando la siguiente descripción detallada se lea con referencia a los dibujos adjuntos, en los que caracteres similares representan partes similares en todos los dibujos, en los que:

50 La figura 1 es una ilustración esquemática de un sistema de turbina eólica, a la que son aplicables realizaciones de la presente técnica;

La figura 2 es una ilustración esquemática de un mecanismo de amortiguación de la vibración según aspectos de las presentes técnicas;

La figura 3 es una representación esquemática del sistema de amortiguación de bucle cerrado de acuerdo con la presente técnica;

55 La figura 4 es una ilustración gráfica de la respuesta de frecuencia del amortiguador de vibraciones de acuerdo

con las técnicas actuales;

La figura 5 es un diagrama de flujo ejemplar que ilustra un algoritmo de detección del pico de resonancia;

La figura 6 es una representación gráfica de la variación en el tren de transmisión del momento de torsión con frecuencia del generador para los sistemas de turbina eólica amortiguada y no amortiguada; y

5 La figura 7 es una representación gráfica de la variación en la torre de momento de lado a lado con frecuencia del generador para los sistemas de turbina eólica amortiguada y no amortiguada.

10 La presente técnica proporciona una solución de amortiguación de la vibración óptima para las turbinas eólicas de velocidad variable. Como se describirá en detalle más adelante, la presente técnica no sólo ayuda en la amortiguación de las vibraciones del tren de transmisión causadas por la variación en la velocidad del viento, sino que también mitiga las cargas de la torre causadas por las oscilaciones de lado a lado de la torre. Además, la técnica reduce ventajosamente las fluctuaciones de potencia del generador acoplado al rotor de la turbina eólica.

15 Haciendo referencia en general a la figura 1, se proporciona un sistema de turbina eólica 10 operable para generar energía eléctrica. El sistema de turbina eólica 10 comprende un rotor 12 que tiene múltiples palas 14. El sistema de turbina eólica 10 también comprende una góndola 16 que está montada encima de una torre 18. El rotor 12 está acoplado de forma accionada a los componentes de la instalación eólica 10 alojados dentro de la góndola 16. La torre 18 expone las palas 14 al viento, que causan que las palas 14 giren alrededor de un eje 20. Las palas 14 convierten la energía mecánica del viento en un par de rotación, que se convierte posteriormente en energía eléctrica por el sistema de turbina eólica 10.

20 La velocidad del viento que sopla en las palas 14 y en la torre 18 varía en el espacio y en el tiempo. Un ejemplo de un perfil de velocidad instantánea del viento se representa generalmente por el número de referencia 22. En un momento dado, la velocidad del viento varía con la altura. Esto se indica por una superficie 24, cuya anchura a cualquier altura es proporcional a la velocidad media del viento a esa altura. Como se puede apreciar a partir del perfil ilustrado, la velocidad del viento aumenta generalmente con la altura. Como resultado de ello, una pala 14 se somete a una mayor velocidad del viento cuando se extiende verticalmente hacia arriba desde el rotor 12 a medida que gira alrededor del eje 20 de lo que es cuando se extiende verticalmente hacia abajo desde el rotor 12. Esta diferencia en la velocidad del viento crea una fuerza sobre las palas giratorias 14, que se conoce como la cizalladura del viento. Además, a una altura dada, la velocidad del viento puede dividirse en dos componentes. El primer componente 26 es una velocidad media del viento a esa altura y el segundo componente 28 representa una alteración en la velocidad del viento causada por la turbulencia estocástica. La cizalladura del viento hace que la periódica aceleración y desaceleración angular del rotor de la turbina cree oscilaciones de torsión en el tren de transmisión. Las oscilaciones en el tren de transmisión causan periódicas cargas de flexión sobre la torre 18, que es estructuralmente equivalente a un voladizo. Esto conduce a oscilaciones de lado a lado de la torre 18, representadas por la flecha 30.

35 Haciendo referencia en general a la figura 2, el sistema de turbina eólica 10 comprende una porción de turbina 32 que es operable para convertir la energía mecánica del viento en un par de rotación ( $T_{Aero}$ ) y una porción del generador 34 que es operable para convertir el par de rotación producido por la porción 32 de la turbina en energía eléctrica. Un tren de transmisión 36 se proporciona para acoplar la porción de turbina 32 a la porción de generador 34.

40 El sistema de turbina eólica 10 comprende también un sistema de amortiguación de la vibración 38 que es operable para controlar el par producido por la porción del generador 34 para reducir las vibraciones en el tren de transmisión 36 y la torre 18 (mostrada en la figura 1). La porción de la turbina 32 comprende el rotor 12 y un eje de rotor de turbina 40 que está acoplado al rotor 12. El par de giro se transmite desde el eje del rotor 40 a un eje del generador 42 a través del tren de transmisión 36. En ciertas realizaciones, tales como la realización ilustrada en la figura 2, el tren de transmisión 36 incluye una caja de engranajes 44 de transmisión de par de un eje de baja velocidad 46 acoplado al eje del rotor 40 a un eje de alta velocidad 48 acoplado al eje del generador 42. El eje de rotor de turbina 40 está giratoriamente acoplado a un eje de baja velocidad 42 de una caja de engranajes 44 que se proporciona para transmitir el par de rotación desde el eje de baja velocidad 42 a un eje de alta velocidad 46. El eje de alta velocidad 46 está, a su vez, acoplado a un eje del generador 48. El eje del generador 48 está acoplado al rotor (no mostrado) de un generador eléctrico 50. A medida que la velocidad de la turbina del rotor 40 fluctúa, la frecuencia de la salida 52 del generador 50 también varía. La porción de generador 34 comprende también un convertidor de frecuencia 54 que se utiliza para convertir la salida de frecuencia variable 52 del generador 50 en una salida de frecuencia fija 56 para el suministro a una red eléctrica 58.

55 El generador 50 produce un par de entrehierro, también denominado par generador ( $T_{Gen}$ ), que se opone al par aerodinámico ( $T_{Aero}$ ) del rotor de la turbina 12. El generador 50 de la presente realización comprende una unidad de inducción doblemente alimentado que permite que el par de entrehierro para ser controlado de forma independiente del par producido por el rotor de la turbina 12. En la realización ilustrada, el par de entrehierro ( $T_{Gen}$ ) del generador 50 es controlado por el convertidor de frecuencia 54.

El sistema amortiguador de vibraciones 38 comprende un controlador 60, un amortiguador de vibraciones 62, y un sensor 64 que es operable para proporcionar una señal representativa de la velocidad del eje del generador 46 ( $N_{Gen}$ ). El controlador 60 recibe la señal representativa de la velocidad del eje del generador ( $N_{Gen}$ ) proporcionada por un sensor de velocidad 64 y proporciona una señal 66 para dirigir el generador 50 para producir un par del generador correspondiente a la demanda en el generador ( $T_{Dem}$ ) que se basa en la señal de velocidad. La demanda de par del generador ( $T_{Dem}$ ) a una velocidad del generador dada es el par del generador necesario para obtener la máxima eficiencia de potencia del generador 50 a la velocidad del generador dada. El controlador 60 establece la señal 66 para producir el par de demanda del generador ( $T_{Dem}$ ) en base a una relación entre la velocidad del generador y el par del generador. La relación puede comprender una función matemática entre la velocidad del generador y el par del generador para optimizar la potencia de salida del generador. En esta realización, la función se define de tal manera que el par del generador es proporcional al cuadrado de la velocidad del generador para velocidades del generador por debajo de una velocidad nominal y es constante e igual a un par nominal máximo para velocidades del generador superiores a la velocidad nominal. En una realización diferente, la relación puede comprender una tabla de consulta que contiene los valores de par del generador correspondientes a los valores de velocidad del generador para producir la máxima potencia.

Como se discute en mayor detalle a continuación, se proporciona el amortiguador de vibraciones 62 del sistema amortiguador de vibraciones 38 para controlar el par motor del generador ( $T_{Gen}$ ) para reducir las vibraciones en el sistema 10. El amortiguador de vibraciones 62 también recibe la señal representativa de la velocidad del eje del generador ( $N_{Gen}$ ) proporcionada por un sensor de velocidad 64 e identifica las frecuencias de vibración en base a los cambios producidos en la velocidad del eje del generador ( $N_{Gen}$ ) por las vibraciones. La señal 66 producida por el controlador 60 del sistema amortiguador de vibraciones 38 es modulada por una señal 68 desde el amortiguador de vibraciones 62, representado por una unión 70. La señal modulada 72 está acoplada al convertidor de frecuencia 54 para producir el par del generador ( $T_{Gen}$ ). El convertidor de frecuencia 54 recibe la señal modulada 72 y es operable para proporcionar una señal de excitación a los bobinados 73 (no mostrado) del generador 50, controlando de este modo el par de entrehierro ( $T_{Gen}$ ) del generador 50. El controlador 60 puede comprender un procesador de señal configurado para calcular la demanda de par del generador para una velocidad de generador detectada a partir de una relación de velocidad-par definida que reside en el hardware o el software. En una realización, el controlador 60 comprende un controlador proporcional integral (PI). El convertidor de frecuencia 54 puede incluir, por ejemplo, un ciclo convertidor, o un par rectificador-inversor unido por un bus de corriente continua (CC).

Tal como se describe más arriba, aceleraciones y desaceleraciones angulares del rotor 12 establecen oscilaciones de torsión en el tren de transmisión 36, que inducen oscilaciones adicionales de la torre de lado a lado. La oscilación del par del tren de transmisión puede ser amortiguada por la producción de un par del generador que se opone a las oscilaciones. El amortiguador de vibraciones 60 está configurado para modular el par de demanda del generador ( $T_{Dem}$ ), controlando de este modo el par del generador de tal manera que se reduzca la amplitud de las vibraciones del tren de transmisión 36 y la torre 18 a frecuencias correspondientes a las frecuencias naturales del tren de transmisión 36 y la torre 18. El amortiguador 60 produce una señal de modulación 68 que se suma con la señal 66 desde el controlador 60 en una unión 70 para proporcionar una señal compuesta 72 indicativa de la demanda de par del generador al convertidor de frecuencia 54. La señal de amortiguador 68 se basa en la frecuencia del rotor del generador ( $\omega$ ), que es directamente proporcional a la velocidad del rotor del generador detectada ( $N_{Gen}$ ). Las características de la señal 68 son dependientes de las frecuencias naturales o de resonancia del tren de transmisión 36 y de la torre 18. En la realización ilustrada, las frecuencias de resonancia del tren de transmisión 36 y de la torre 18 se calculan en línea a través de un sistema de detección de pico 74, que proporciona las frecuencias de resonancia calculadas para el amortiguador 62. El sistema de detección de pico 74 muestrea periódicamente la velocidad del rotor del generador ( $N_{Gen}$ ). Las vibraciones harán que los cambios en la velocidad del rotor del generador ( $N_{Gen}$ ). El sistema de detección de pico 74 convierte los cambios en la velocidad del rotor del generador ( $N_{Gen}$ ) desde el dominio de tiempo al dominio de frecuencia. En una realización, el sistema de detección de pico 74 comprende un ordenador con software de procesamiento de datos adaptado para calcular las frecuencias de resonancia del tren de transmisión y de la torre a través de un algoritmo basado en la transformada de Fourier. En una realización diferente, el sistema de detección de pico 74 puede estar adaptado para determinar la frecuencia de resonancia de la torre de lado a lado mediante el muestreo de la aceleración de la torre, que es detectado por un acelerómetro 75 dispuesto sobre la torre 18. El acelerómetro 75 puede estar adaptado para ser sensible a la aceleración de la torre 18 en la dirección del eje de rotación 20 del rotor 12.

Haciendo referencia en general a la figura 3, se proporciona un modelo de bucle cerrado 75 del sistema 10. El modelo de bucle cerrado 76 refleja los diferentes pares de torsión que afectan a la velocidad del generador. Tenga en cuenta que los bloques mostrados en la figura 3 son representativos de sus respectivas funciones de transferencia en el dominio de Laplace. El modelo de bucle cerrado 76 se deriva matemáticamente a partir de la dinámica del sistema de turbina eólica 10 (que se muestra en la figura 1). Por ejemplo, el tren de transmisión 36 de la figura 1 se puede considerar como un sistema de muelle-masa, el cual se obtiene la siguiente relación:

$$T_{Mec} - T_{gen} - K\theta_G = J \ddot{\theta}_G \quad (1)$$

donde:  $T_{Mec}$  es el par mecánico transmitido al eje del generador 46 por el rotor de la turbina 12;  
 $T_{Gen}$  es el par de entrehierro producido por el generador;

K es la constante de rigidez de la transmisión 36;  
 $\theta_T$  representa el desplazamiento angular; y

$\ddot{\theta}_G$  representa la aceleración angular del eje del generador.

5 El modelo de bucle cerrado 76 recibe una entrada 77 que representa el par ( $T_{Mec}$ ) del rotor y una entrada 72 que  
 10 representa el par del generador ( $T_{Gen}$ ). Las entradas 77 y 72 son sumadas en una unión 80, donde la entrada 77 que  
 es representativa del par de torsión ( $T_{Mec}$ ) del rotor tiene un valor positivo y la entrada 78 que es representativa del  
 par del generador ( $T_{Gen}$ ) tiene un valor negativo. La unión 80 también recibe una entrada 81 que representa un par  
 restaurador ( $K\theta_G$ ) inducido por la rigidez del tren de transmisión 36. La entrada de par de restauración 81 también  
 15 tiene un valor negativo. La salida 82 de la unión 80 de la salida 82 denota un par mecánico neto ( $T_{eje}$ ) que acciona el  
 eje del generador 46. Este par mecánico neto ( $T_{eje}$ ) es responsable de la aceleración angular ( $\ddot{\theta}_G$ ) del eje del  
 generador, que después de la integración en el bloque 84 produce de la frecuencia angular ( $w$ ) del generador,  
 denotada por el número de referencia 86. La frecuencia angular ( $w$ ) del generador se obtiene por el sensor de  
 velocidad 64 de la figura 2. El amortiguador 62 recibe la señal indicativa de la frecuencia del generador ( $w$ ) como  
 una entrada y amplifica la señal para producir una señal de respuesta. La amplificación o ganancia del amortiguador  
 se rige por una función de transferencia B(s). La función de transferencia B(s) se discute en más detalle a  
 continuación.

Las entradas eléctricas para el modelo 75 son la demanda de par ( $T_{Dem}$ ) proporcionada por el controlador 60 de la  
 figura 2 y el par de amortiguación ( $T_{DTD}$ ) 68 proporcionado por el amortiguador. Las entradas eléctricas 66 y 68 se  
 resumen en la unión 70 para producir el par motor del generador ( $T_{Gen}$ ) 72.

20 El par de torsión ( $T_{Mech}$ ) transmitido por el rotor de la turbina 12 se puede descomponer en un componente constante  
 ( $T_{Const}$ ) y un componente variable ( $T_{Dist}$ ) causado por perturbaciones de viento. El elemento móvil ( $T_{Dist}$ ) se puede  
 descomponer aún más en un componente periódico ( $T_{Por}$ ) causado por el efecto de la cizalladura del viento periódico  
 sobre las palas giratorias como se explicó anteriormente y un componente turbulento ( $T_{Turb}$ ) causado por la  
 turbulencia estocástica en la velocidad del viento. Lo anterior puede representarse mediante las siguientes  
 25 relaciones:

$$T_{Mec} = T_{Const} + T_{Dist} \quad (2)$$

$$T_{Dist} = T_{Per} + T_{Turb} \quad (3)$$

30 En condiciones de alta velocidad del viento, la demanda de par determinada por el controlador 60 tiene en general  
 un valor constante, que está configurado para ser sustancialmente igual al componente constante ( $T_{Const}$ ). Por lo  
 tanto, a altas velocidades del viento, el amortiguador 62 funciona de tal manera que amortigua la excitación de par  
 causada en el tren de transmisión por el componente variable ( $T_{Dist}$ ).

Haciendo referencia en general a la figura 4, se proporciona una respuesta de frecuencia de amortiguador ejemplar  
 96. La respuesta de frecuencia del amortiguador 96 proporciona la ganancia amortiguador (en dB) en función de la  
 frecuencia del rotor del generador ( $\omega$ ). En la respuesta de frecuencia del amortiguador 96, la ganancia es pequeña  
 35 para valores bajos de ( $w$ ) para reducir las fluctuaciones de potencia del generador 50 en el generador de frecuencias  
 bajas, tales como durante el arranque. La respuesta tiene un primer valor pico 98 para una frecuencia de rotor del  
 generador en la vecindad de una frecuencia de resonancia  $\omega_T$  (también conocida como frecuencia fundamental) de  
 la torre 18, y un segundo valor de pico 100 para una frecuencia del rotor del generador en la vecindad de una  
 frecuencia de resonancia  $\omega_{DT}$  del tren de transmisión 36. En una realización,  $\omega_T$  y  $\omega_{DT}$  corresponden a la primera  
 40 frecuencia fundamental de la torre y del tren de transmisión, respectivamente. La respuesta del amortiguador es alta  
 en las frecuencias del generador correspondientes a las frecuencias de resonancia de la torre 18 y del tren de  
 transmisión 36, para aumentar la demanda de par del generador al convertidor de frecuencia 54 a estas frecuencias  
 del rotor del generador. Esto hace que el generador 50 produzca un par de entrehierro en estas frecuencias,  
 amortiguando así las amplitudes de oscilación del tren de transmisión 36 y de la torre 18 en tales frecuencias  
 45 resonantes. El amortiguador 62 también puede estar diseñado como un filtro de paso alto, que proporciona una alta  
 ganancia sustancialmente constante para frecuencias más altas que  $\omega_{DT}$ . Esto ayuda a amortiguar el tren de  
 transmisión y las oscilaciones de la torre en sus frecuencias fundamentales superiores.

El amortiguador también puede estar configurado para proporcionar ganancias relativamente bajas para las  
 frecuencias del generador en la región de una frecuencia de paso de la pala  $\omega_P$  de la turbina eólica. En la realización  
 50 ilustrada, la respuesta 96 incluye un valle o mínimos locales 102 para una frecuencia del rotor del generador que  
 corresponde a la frecuencia de paso de la pala ( $\omega_P$ ). La frecuencia de paso de pala ( $\omega_P$ ) es la frecuencia de paso de  
 una pala de turbina eólica según la percepción de la transmisión. Esta es numéricamente igual al número de palas  
 en el rotor de la turbina 12 multiplicado por una frecuencia angular del rotor de la turbina. Así, para una turbina eólica  
 que tiene tres palas y una frecuencia de rotor de turbina dada por  $\omega_R$ , la frecuencia de paso de la pala ( $\omega_P$ ) es igual a  
 55  $3 \omega_R$ .

La ganancia de amortiguador baja para las frecuencias del generador en la región de la frecuencia de paso de la pala  $\omega_P$  es ventajosa en varios aspectos. Como se describió anteriormente, el efecto de la cizalladura del viento hace que el tren de transmisión para emocionarse un par periódico ( $T_{Per}$ ) con una frecuencia igual a la frecuencia de paso de la pala. El par de generador bajo a frecuencias del generador cerca de la frecuencia de paso de la pala reduce la excitación de la transmisión en la frecuencia de paso de pala. Además, se ha observado que la fluctuación de potencia del generador es máxima cuando la frecuencia del generador corresponde a la frecuencia de paso de la pala. Las actuales técnicas reducen ventajosamente la fluctuación de energía de manera significativa mediante la producción de un par del generador bajo a la frecuencia de paso de pala.

La función de transferencia  $B(s)$  proporciona una relación entre la frecuencia del rotor del generador y la respuesta del amortiguador, lo que puede ser codificado en el software que reside en el amortiguador 62. Dicha relación se describe en general mediante una ecuación diferencial ordinaria, que puede ser discretizada en una ecuación de diferencia implementada en el software. La función de transferencia  $B(s)$  está adaptada para proporcionar altas ganancias para las frecuencias del generador correspondientes a las frecuencias del tren de transmisión y de resonancia de torre, y una ganancia baja a una frecuencia de generador que corresponde a la frecuencia de paso de la pala. La función de transferencia de amortiguador de vibraciones  $B(s)$  puede en consecuencia ser representada por la siguiente ecuación en el dominio de Laplace:

$$B(s) = \left( \frac{K_T s(1 + \tau_T s)}{s^2 + 2\zeta_T \omega_T s + \omega_T^2} + \frac{K_{DT} s(1 + \tau_{DT} s)}{s^2 + 2\zeta_{DT} \omega_{DT} s + \omega_{DT}^2} \right) \times \left( \frac{1}{\omega_P^2} \right) \frac{s^2 + 2\zeta_P \omega_P s + \omega_P^2}{(1 + \tau_P s)^2} \quad (4)$$

donde  $K_T$ ,  $\zeta_T$ ,  $T_T$ ,  $K_{DT}$ ,  $\zeta_{DT}$ ,  $T_{DT}$ ,  $K_P$ ,  $\zeta_P$  y  $T_P$  son diversos parámetros de amortiguación que se pueden afinar una vez  $\omega_T$ ,  $\omega_{DT}$  y  $\omega_P$  son conocidos. En la ecuación  $K$  representa la ganancia,  $\zeta$  representa el coeficiente de amortiguamiento y  $T$  representa el retraso. Los subíndices  $T$ ,  $DT$ , y  $P$  se utilizan para indicar respectivamente las oscilaciones de lado a lado de la torre, las oscilaciones del tren de transmisión y la excitación a la frecuencia de paso de pala múltiple.

La expresión  $\frac{K_T s(1 + \tau_T s)}{s^2 + 2\zeta_T \omega_T s + \omega_T^2}$  en la ecuación (4) es responsable de una ganancia de pico en  $(\omega_T)$  y se conoce como componente de compensación de la torre de la función de transferencia.

La expresión  $\frac{K_{DT} s(1 + \tau_{DT} s)}{s^2 + 2\zeta_{DT} \omega_{DT} s + \omega_{DT}^2}$  en la ecuación (4) es responsable de una ganancia de pico en  $(\omega_{DT})$ , Y que se conoce como componente de compensación del tren de transmisión de la función de transferencia.

La expresión  $\left[ \frac{1}{\omega_P^2} \right] \frac{s^2 + 2\zeta_P \omega_P s + \omega_P^2}{(1 + \tau_P s)^2}$  en la ecuación (4) es responsable de un valle o mínimos locales para la ganancia en la frecuencia de paso de la pala  $(\omega_P)$ .

En amortiguadores utilizados en la actualidad, la función de transferencia  $B(s)$  comprende sólo un componente de compensación de transmisión. Una respuesta de frecuencia a modo de ejemplo de tales amortiguadores se ilustra generalmente por el número 104 en la figura 4. La respuesta 104 tiene un pico en torno a la frecuencia de resonancia del tren de potencia y puede tener características de paso alto para las frecuencias más altas del generador.

Como se describió anteriormente, los parámetros de amortiguación pueden ajustarse después de conocer las frecuencias de resonancia del tren de tracción y de la torre de  $(\omega_{DT}$  y  $\omega_T$  respectivamente). Aspectos de la presente técnica proporcionan un procedimiento para calcular las frecuencias de resonancia  $(\omega_{DT}$  y  $\omega_T)$  en línea, basado en frecuencia del generador  $\omega$  muestreada a lo largo del tiempo. En la presente realización, las frecuencias de resonancia se calculan a través de un algoritmo de detección de picos basado en una transformada de Fourier. Lo anterior se basa en el principio de que el contenido de frecuencia de cualquier señal puede deducirse de su transformada de Fourier. Dado que la frecuencia del generador  $(\omega)$  se deriva de la dinámica del tren de transmisión, el contenido de frecuencia de la frecuencia del generador  $(\omega)$  debe tener un pico en la frecuencia fundamental del tren de transmisión. Por lo tanto, la determinación de la frecuencia fundamental del tren de transmisión reduce el problema de la determinación de los picos en la trama entre  $\omega$  y su transformada de Fourier  $X(\omega)$ .

Haciendo referencia en general a la figura 5, un procedimiento basado en transformada de Fourier para calcular las frecuencias de resonancia del tren de transmisión y de la torre se ilustra en general por un diagrama de flujo 108. El generador se enmarca en un rango de frecuencia predeterminado, en base a un conocimiento previo de la región de frecuencia donde es probable que se produzca el pico de resonancia (bloque 110). Este conocimiento previo puede estar basado en la dinámica del sistema de turbina eólica. La frecuencia del generador  $\omega$  es muestreada a

continuación, a través del tiempo y los coeficientes de transformada de Fourier  $A_i$  se calculan para las frecuencias del generador de la muestra en el tiempo (bloque 112). En el bloque 114, se dice que se produce un pico si un coeficiente de transformada de Fourier computado  $A_i$  mayor que su coeficiente de transformada de Fourier adyacente  $A_{i-1}$  y  $A_{i+1}$ , y  $A_i > \gamma (A_{i+1} + A_{i-1})/2$ , donde  $\gamma$  es un factor adaptado para filtrar los picos menos afilados. La elección de  $\gamma$  depende de la dinámica del sistema. La frecuencia a la que se produce el pico así determinado correspondería a una frecuencia de resonancia. Este procedimiento se puede utilizar para determinar la frecuencia de resonancia del tren de transmisión ( $\omega_{DT}$ ), mediante el muestreo de frecuencias del generador en una cuadrícula de frecuencias en la que  $\omega_{DT}$  se espera que mienta.

Las oscilaciones de la torre se unen a las oscilaciones del tren de transmisión. Por lo tanto, el procedimiento anterior también es útil para determinar la frecuencia de resonancia de la torre ( $\omega_T$ ). Sin embargo, el pico obtenido para la torre no puede ser tan fuerte en comparación con el pico obtenido para el tren de transmisión. En tal caso, la frecuencia del generador se muestrea para una pluralidad de cuadrículas de frecuencia dentro de la cual se espera que se encuentre la frecuencia resonante de la torre ( $\omega_T$ ), y los picos de coeficientes de transformada de Fourier se calculan para cada una de las rejillas de frecuencia. Suponiendo que la frecuencia de resonancia de la torre ( $\omega_T$ ) sea invariable, los pasos anteriores se repiten para una cuadrícula más fina de frecuencias que se elige alrededor de la frecuencia invariable, para obtener un pico más agudo. Este pico corresponde a la frecuencia de resonancia de la torre ( $\omega_T$ ). Haciendo referencia de nuevo a la figura 2, las frecuencias de resonancia ( $\omega_{DT}$  y  $\omega_T$ ) pueden ser determinadas periódicamente y proporcionadas al amortiguador 62 mediante el sistema de detección de picos 73. Otros parámetros de amortiguación pueden luego calcularse usando ecuaciones de movimiento del tren de transmisión y/o de la torre.

Haciendo referencia en general a la figura 6, se muestra un diagrama de densidad espectral de potencia que ilustra una comparación gráfica de la variación del momento de torsión del tren de transmisión como una función de la frecuencia del generador  $\omega$  para los sistemas amortiguados y no amortiguados. La curva 116 representa en general la variación de la carga de torsión para un sistema no amortiguado, es decir, un sistema amortiguado por el material de amortiguación, que es característico para el sistema. La curva 118 representa mediante un sistema amortiguado por las técnicas actuales y la curva 120 representa la misma para un sistema amortiguado, proporcionando únicamente una compensación del tren de transmisión. Como puede verse, la presente técnica proporciona amortiguación adecuada en la primera frecuencia fundamental del tren de transmisión ( $\omega_{DT}$ ) y en la frecuencia de paso de la pala ( $\omega_P$ ).

La figura 7 muestra un diagrama de densidad espectral de potencia similar para el momento de lado a lado de la torre. Aquí las curvas 122, 124 y 126, respectivamente, corresponden a un sistema no amortiguado, un sistema amortiguado por la presente técnica y un sistema amortiguado, proporcionando sólo una compensación del tren de transmisión. Se puede observar que la presente técnica reduce sustancialmente el momento lado-a-lado de la torre en la frecuencia de resonancia de la torre  $\omega_T$ .

La técnica descrita anteriormente por lo tanto proporciona una solución de amortiguación activa para amortiguar el tren de transmisión, así como las oscilaciones de la torre, mientras que la reducción de fluctuación de energía del generador. La presente técnica utiliza ventajosamente un algoritmo computacionalmente barato para obtener una estimación razonablemente precisa de las frecuencias de resonancia del tren de transmisión y de la torre. Otra ventaja de la presente técnica es que sólo utiliza la información de velocidad del generador y por lo tanto se puede implementar sin ningún hardware adicional.

## REIVINDICACIONES

1. Un sistema de turbina eólica (10) montado en una torre (18) y que comprende un tren de transmisión que acopla de un rotor de la turbina a un generador (50), incluyendo el sistema de turbina eólica un sistema de amortiguación de vibraciones (38), **caracterizado porque** comprende:
- 5 un controlador (60) operable para recibir una señal representativa de una velocidad ( $N_{Gen}$ ) de un eje del generador (46) de un sensor de velocidad (64), y para dar salida a una señal (66) para producir una demanda de un par de motor del generador ( $T_{DEM}$ ) necesario para obtener la máxima eficiencia de potencia del generador (50) a la velocidad ( $N_{Gen}$ );
- 10 un amortiguador de vibraciones (62) operable para proporcionar una señal de variable (68) para modular la señal (66) para producir una señal modulada (72);
- 15 un sistema de detección de pico de frecuencia (74) acoplado a dicho amortiguador de vibraciones (62) y operable para determinar la frecuencia de resonancia de las oscilaciones de lado a lado de la torre y de una frecuencia de resonancia de las oscilaciones del tren de transmisión, en el que la señal variable (68) se basa en la velocidad del generador y que tiene un primer valor local de pico (98) en base a la frecuencia de resonancia de la torre de oscilación de lado a lado, y un segundo valor de pico (100) en base a la frecuencia de resonancia de las oscilaciones del tren de transmisión;
- dicho sistema de turbina eólica (10) comprendiendo además un convertidor de frecuencia (54) para recibir dicha señal modulada (72) y proporcionar una señal de excitación (73) a las bobinas del generador (50) con el fin de controlar un par de entrehierro ( $T_{Gen}$ ).
- 20 2. El sistema (38) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que la señal (68) del amortiguador de vibraciones (62) tiene un valor inferior (102) con respecto al primer valor pico (98) y con el segundo valor de pico (100) en una frecuencia de vibración correspondiente a la frecuencia del rotor de la turbina multiplicado por el número de palas (14) del rotor de la turbina (12).
3. Un procedimiento de amortiguación de vibraciones para una turbina eólica (10) con un rotor de turbina (12) montada en una torre (18) y acoplado a un generador (50) que tiene un eje del generador (42) mediante un tren de transmisión (36), comprendiendo el procedimiento de amortiguación de la vibración:
- 25 determinar una señal de par del generador (66) en base a la velocidad de rotación detectada ( $N_{Gen}$ ) del generador (50);
- 30 proporcionar una señal variable (68) en base a los cambios en la velocidad del rotor del generador, donde la señal (68) tiene un primer valor pico (98) en base a una frecuencia de resonancia de lado-a-lado de la torre, y un segundo valor de pico (100) basado en una frecuencia de resonancia tren de transmisión;
- modular la señal de par del motor del generador (66) para producir una señal modulada (72);
- proporcionar la señal modulada (72) a un convertidor de frecuencia (54); y
- 35 proporcionar una señal de excitación (73) del convertidor de frecuencia (54) para controlar un par de entrehierro ( $T_{Gen}$ ) del generador (50).
4. El procedimiento de acuerdo con la reivindicación 3, en el que la señal (68) tiene un valor inferior (102) con respecto al primer valor pico (98) a una velocidad del rotor del generador que corresponde a una frecuencia de paso de la pala, en el que la frecuencia de paso de la pala es la frecuencia del rotor de la turbina multiplicada por el número de palas en el rotor de la turbina (12).
- 40 5. El procedimiento de acuerdo con la reivindicación 3 o con la reivindicación 4, en el que la señal (68) tiene un valor sustancialmente constante para velocidades del generador de rotor superiores a una velocidad del rotor del generador predeterminada.
6. El procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 3 a 5, que comprende además el cálculo de la frecuencia de resonancia del tren de transmisión y la frecuencia de resonancia de lado a lado de la torre a través de un algoritmo de detección de picos en línea.
- 45

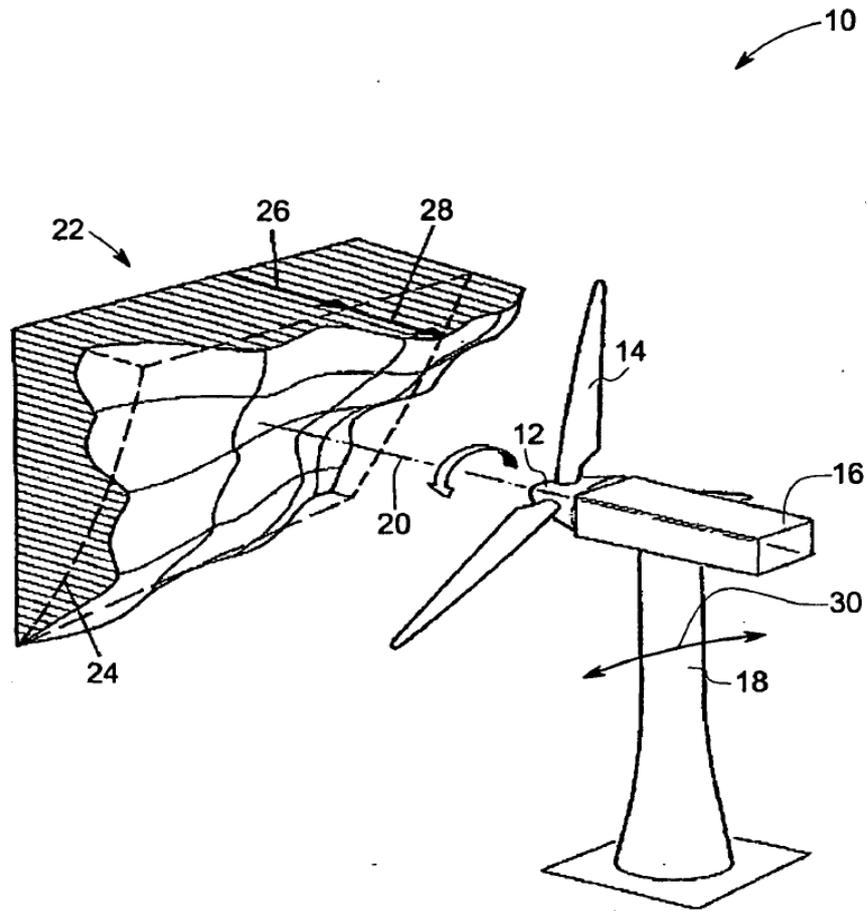


FIG.1

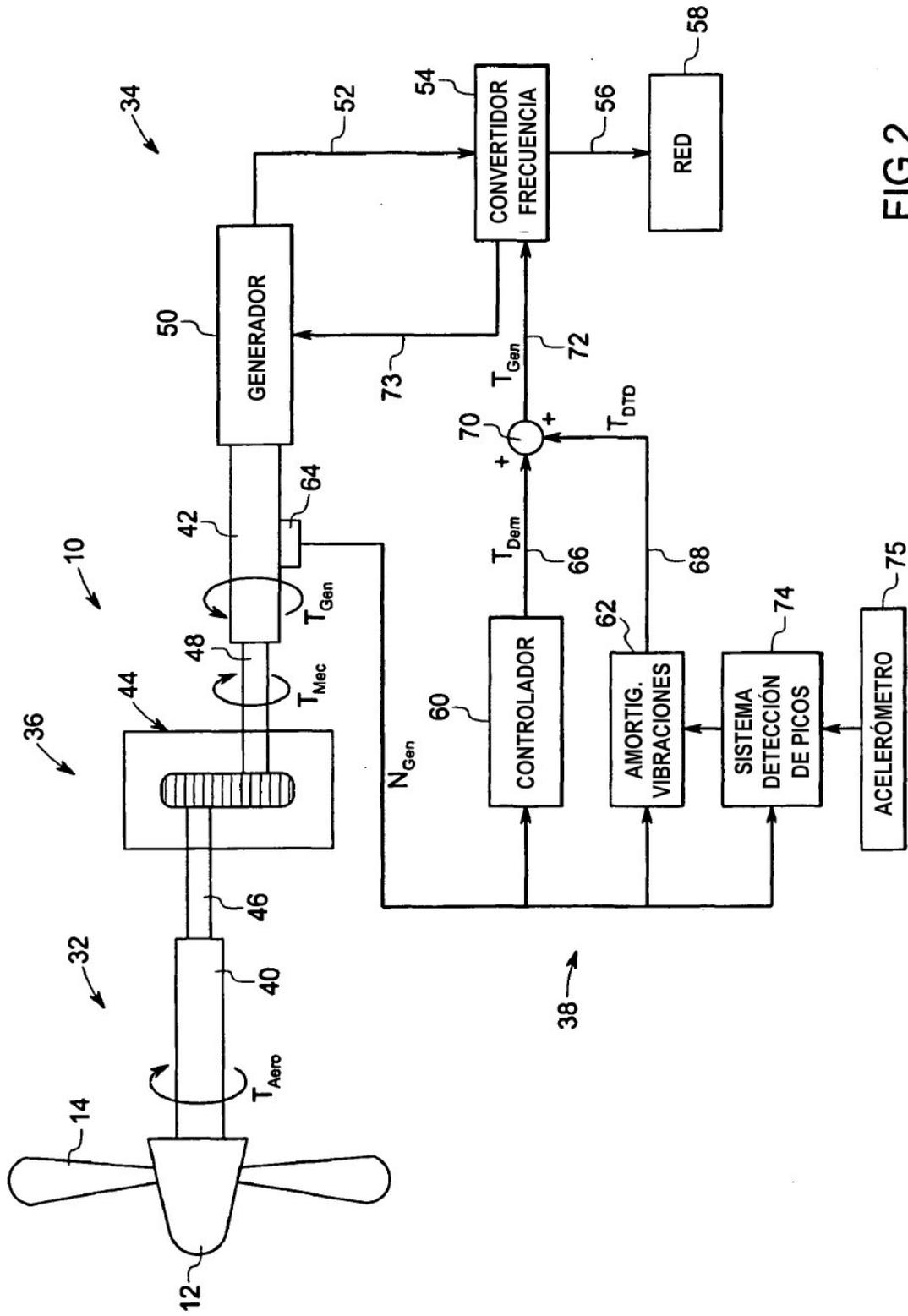


FIG.2

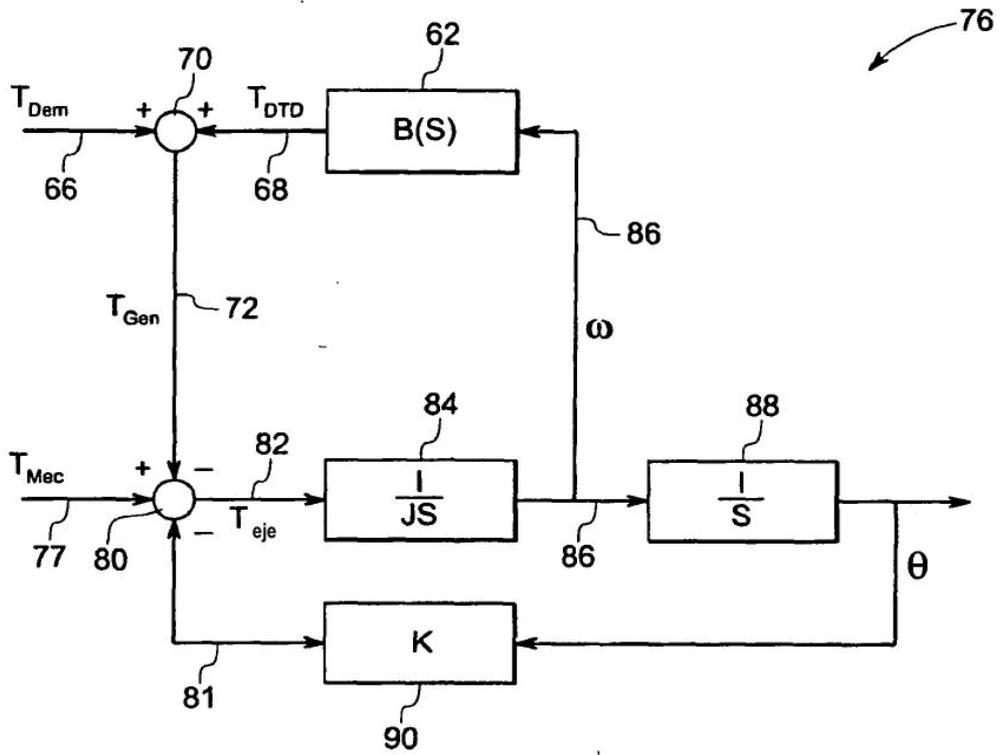


FIG.3

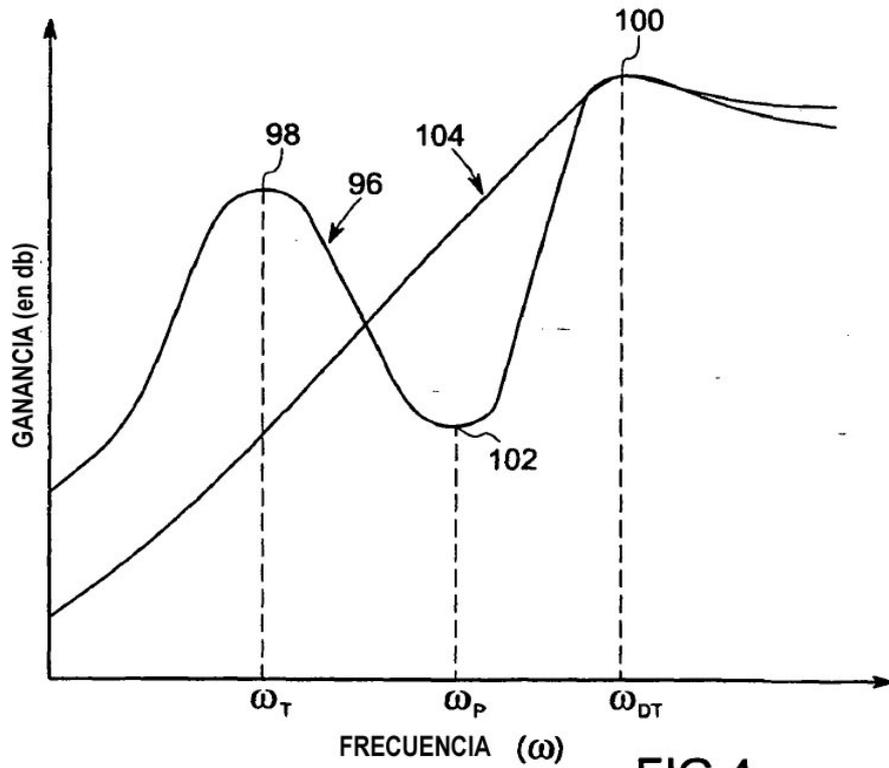


FIG.4

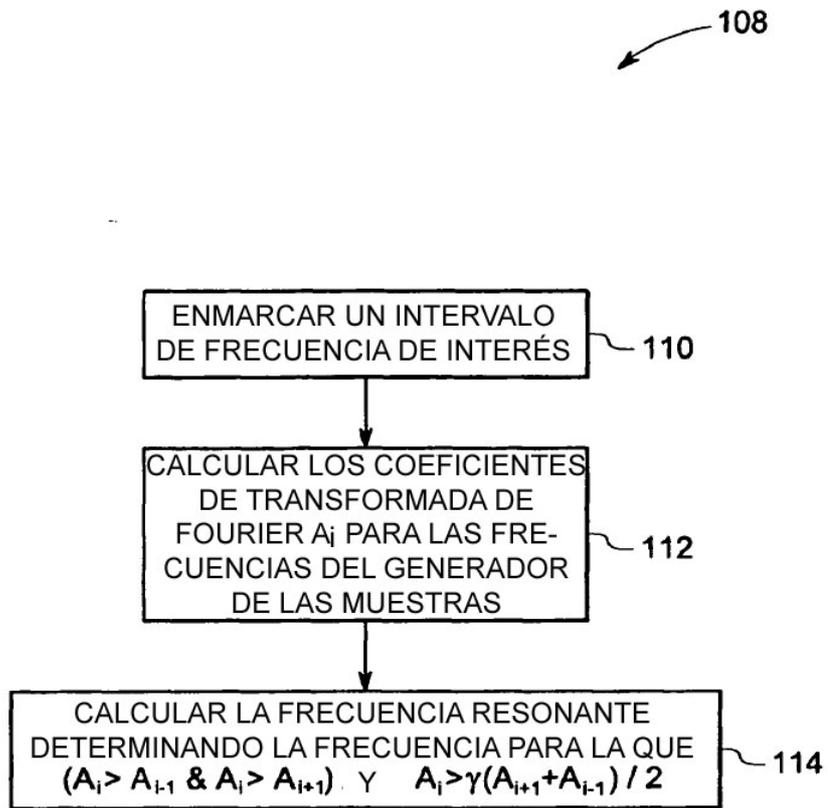


FIG.5

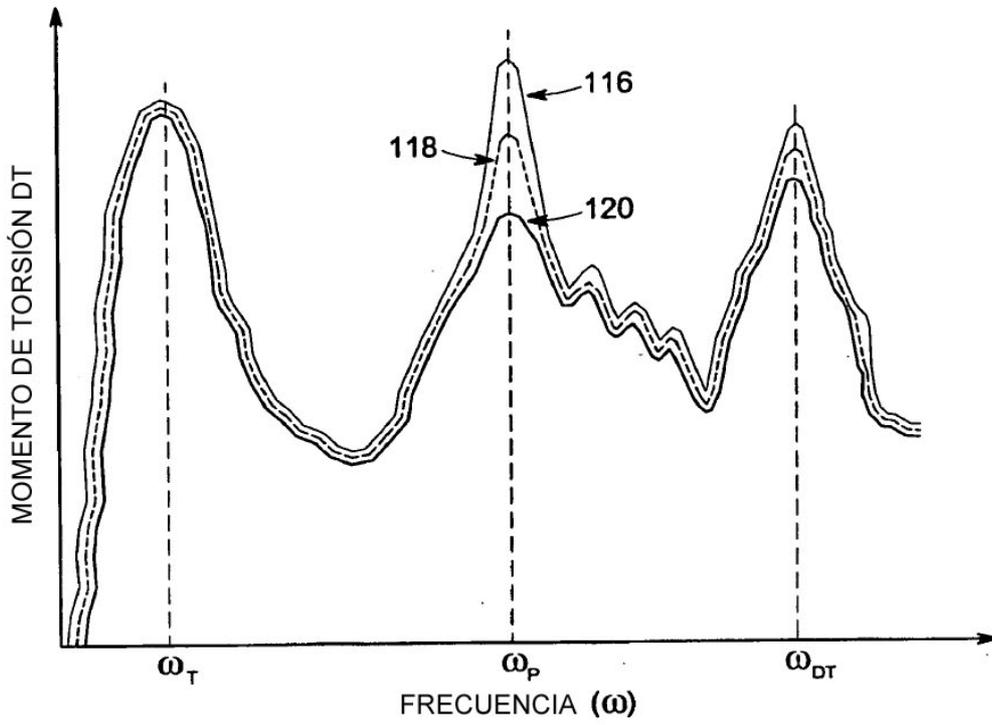


FIG.6

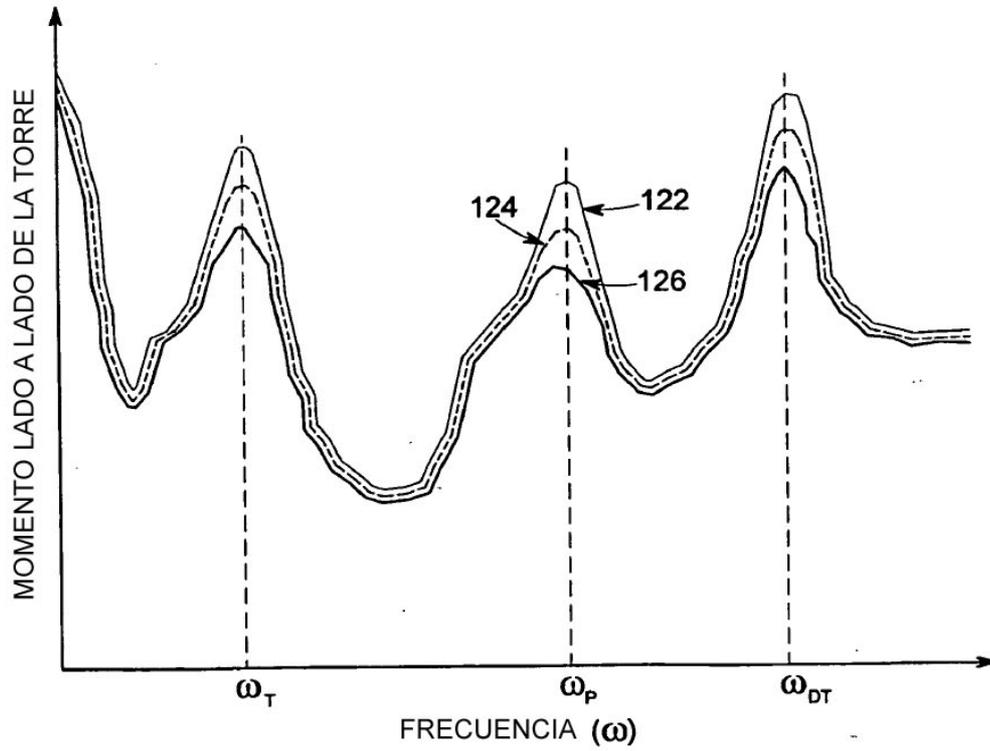


FIG.7